

クランク室圧縮2サイクル機関における特殊形給気管系の影響について(第3報)

その他（別言語等） のタイトル	On the Effects of the special-Typed Intake Pipe System in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine (3rd Report)
著者	澤 則弘, 本間 寛臣
雑誌名	室蘭工業大学研究報告
巻	5
号	2
ページ	833-845
発行年	1966-08-25
URL	http://hdl.handle.net/10258/3280

クランク室圧縮2サイクル機関における 特殊形給気管系の影響について (第3報)

沢 則 弘・本間寛臣*

On the Effects of the special-Typed Intake Pipe System in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine (3rd Report)

Norihiro Sawa and Hiroomi Honma

Abstract

It is generally known that the breathing capacity is largely governed by the dynamic effects due to the intake pipe system; and the present author has already reported the inertia or pulsation effect in the intake pipe system with a plain, stepped, confluent pipe or a cyclone cleaner in a crankcase-compressed two-stroke cycle engine.

Successively, to investigate systematically the influence of the intake pipe system with an expansion or resonance chamber on the delivery ratio and to obtain the design data on such a pipe system, he has made a theoretical analysis of the optimum condition of dynamic effects by means of the inertia or impedance theory. On the other hand, he has experimentally measured the amount of breathing air changing the various factors in the intake pipe system with an expansion or resonance chamber.

Consequently, it is ascertained that the theoretical results correspond fairly well with those of the experiment, that is, the maximum delivery ratio occurs by the inertia-effect and the undulation of delivery ratio curve is due to the pulsation effect and such effects are governed by the same expression in the case with the plain pipe.

I. 緒 言

クランク室圧縮2サイクル機関の吸込み空気量が、給気管系により著るしく影響されることは古くから知られており、筆者も単気筒機関の給気管系に給気直管、段付管、穿孔管、合流管およびサイクロンなど各種形状の給気管を用い、それらの給気比に及ぼす影響について明らかにするとともに、最大給気比の生成条件や脈動効果の同調条件をも求め、その設計指針を示した¹⁾。しかし、実用機関の給気管系には空気清浄器や給気消音器として空洞室を附加する場合が比較的が多い。また車輛用機関では車体の構造上や低速性能の改善の観点から給気管を長くする場合があり、そのため管内残留脈動波が大きくなり、気化器性能の劣化をもたらす場

* 東京工業大学 大学院

合がある。かかる場合、その対策として気化器附近に空洞室を附加すると有効であると云われている²⁾。このように給気管系に空洞室を用いる機会も多いが、空洞室寸度の機関性能に及ぼす影響に関する系統的研究は見当らず、不明の点が多いようである。そこで、空洞室の寸度や取り付け場所を広範囲に変えて給気比を測定し、主として慣性効果や脈動効果の生成条件に注目しながら考察したのでここに報告する。

II. 実験装置および実験方法

供試機関はクランク室圧縮2サイクル機関（鈴木自動車 K.K. 製）で、その主要諸元は次のとおりである。

シリンダ径×行程 (mm)	52φ×58	圧 縮 比	8.16
行 程 体 積 (cc)	123.2	ポートタイミング	給 気 孔 60.5° (T.D.C.)
クランク室体積 (cc)	480		掃 気 孔 62.5° (B.D.C.)
給 気 管 径 (mm)	21.5φ		排 気 孔 73.0° (B.D.C.)

実験装置は図-1 に示すように給気管系①、供試機関②および給気流量の測定装置③とからなる。供試機関は交流電気動力計④で駆動し、給気流量は排気側にゴム膜⑤を付けた空気タンクおよび丸型ノズル⑥をおき、ノズル前後の圧力差を測定し、次式から算出した。

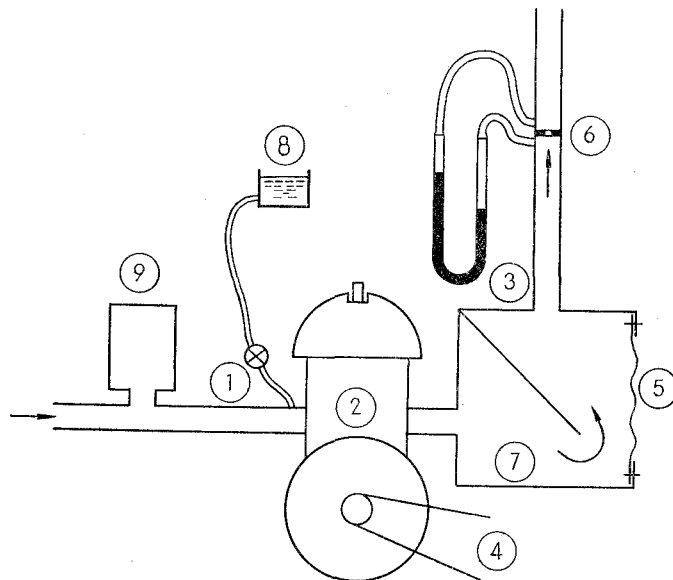


図-1 実験装置系統図

- | | | |
|----------|--------|-----------|
| ① 給気管系 | ② 供試機関 | ③ 給気量測定装置 |
| ④ 電気動力計 | ⑤ ゴム膜 | ⑥ 丸型ノズル |
| ⑦ サージタンク | ⑧ 潤滑油 | ⑨ 空洞室 |

$$Q = C_a \cdot f \sqrt{2gh/r_1} \cdot \phi$$

$$K = \{Q \cdot r_1 \div V_h \cdot N \cdot r_0 / 60\} \times 100\% \quad (1)$$

ここに, Q : 実際の吸込み空気量 (cc/s), C_a : ノズルの流量係数, r_0, r_1 : 大気およびノズル直前の給気の比重量 (gr/cm^3), K : 給気比 (%), f : ノズル面積 (cm^2), g : 重力定数 (cm/s^2), h : ノズル前後の圧力差 ($cmAq$), ϕ : 流量係数である。なお, 供試した空洞室の寸度および空洞室入口面積を変えるために用いた穴あき板の寸度を表-1 および 表-2 に示す。

表-1 供試空洞室諸元

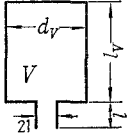

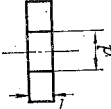
記 号	従 横 比 l_V/d_V	空洞室容積 V (cc)	容 積 比 V/V_h	l (mm)	形 式
V-1	1.19	122	0.99	2	
V-2	2.46	247	2.01	2	
V-3	1.25	467	3.80	2	
V-4	1.58	617	5.02	2	
V-2'	2.46	254	2.06	2	
V-4'	1.58	624	5.05	2	

表-2 供試絞り板

記 号	d (mm)	l (mm)	d/d_i	形 式
A-0	21	6	1.0	
A-1	5	6	0.238	
A-2	10	6	0.476	

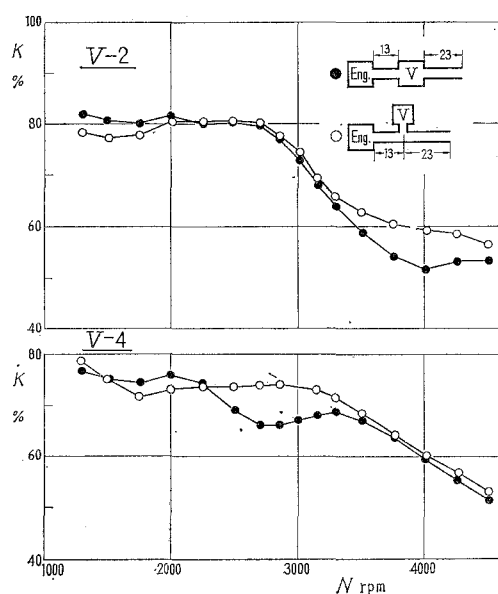
III. 実験結果および考察

さきにサイクロン型給気管系の寸度や, サイクロンの取り付け位置などの給気比に及ぼす影響について報告した。さらに附加型空洞室の寸度や, その位置などを変えた一連の実験を行ったので次に述べよう。

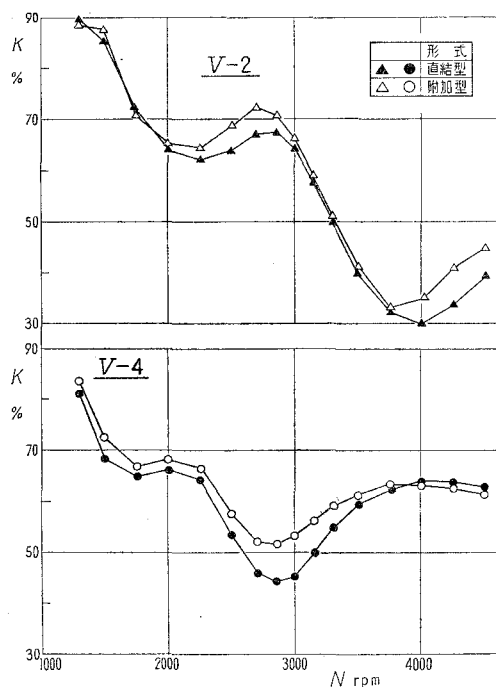
(1) 直結型空洞室と附加型空洞室の比較

同一寸度の空洞室 (V-2 および V-4) を給気管系に直接挿入した場合と, 同じ場所に附加した場合の給気比を比較したのが 図-2 および 図-3 である。図によると, 最大給気比を与える機関回転数や, 脈動効果に基づき給気比曲線に起伏が生じる機関回転数 ($L_i = 84$ cm の場合; たとえば $N = 2700 \sim 3000$ r.p.m. および $N = 4000$ r.p.m. 附近) は空洞室の取り付け状態を変え

てもほとんど差違が認められない。したがって、慣性効果や脈動効果の同調条件に関しては取



図—2 附加型空洞室と直結型空洞室の比較 ($L_d=36$ cm)

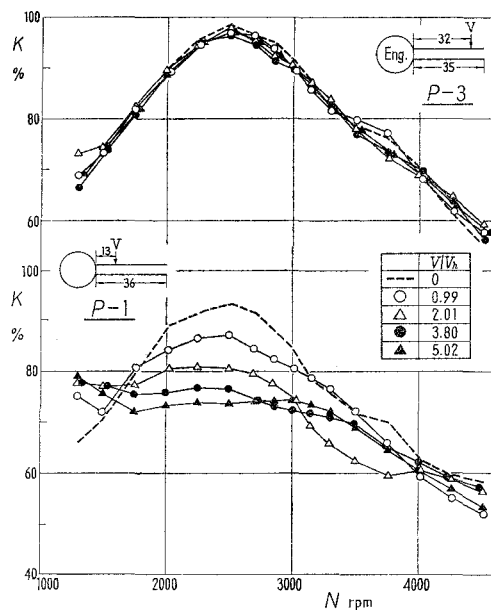


図—3 附加型空洞室と直結型空洞室の比較 ($L_d=84$ cm)

り付け状態の影響をほとんど考慮する必要がないことがわかる。しかし、脈動効果が生ずる機関回転数における給気比はいずれの場合も附加型空洞室の方が約6%高い値を示している。これは流動抵抗や脈動波に対する減衰作用が直結型空洞室よりも小さいためと思われるが、空洞室を給気消音器や残留脈動波の減衰器として採用する場合には附加型空洞室を採用する方が望ましいことがわかる。

(2) 空洞室容積の影響

最大給気比の生成条件に対する空洞室容積の影響を調べるため、給気管の全長を一定とし ($L_d=35, 36$ cm), 給気管の開口端 (P-3) および機関側 (P-1) に4種類の空洞室を取り付けて給気比を測定した。その実験結果を図-4に示す。図において、空洞室を開口端側に取り付けた場合の給気比曲線は空洞室容積



図—4 給気比と空洞室容積 ($L_d=35, 36$ cm, $A=0$)

の影響をほとんど受けず、直管型給気管系の給気比曲線とはほぼ同じである。これに対し、空洞室を機関側に取り付けた場合には空洞室容積の増加に伴って最大給気比の値は著しく低下している。これは給気管内気柱の運動エネルギーが空洞室に吸収されるためであろう。しかし、最大給気比を与える機関回転数は空洞室容積を変えてもほぼ一定である。よって、慣性効果の同調条件に対しては空洞室容積の影響を考慮する必要がないことがわかる。

次に、脈動効果に及ぼす影響を調べた実験結果を図-5 ($L_d=84$ cm) に示す。図によると、脈動効果に基因する給気比曲線の起伏、たとえば直管型給気管系の場合に、 $N=4000$ r.p.m. および $N=3300$ r.p.m. 附近に生ずる給気比曲線の山および谷は、空洞室が大きくなるほど低速回転側に移行しており、あきらかに空洞室付給気管系の等価管長 (L_d^*) が増大することがわかる。

この傾向は空洞室を開口端側においても機関側に取り付けても同様に認められるが、開口端側に近いほど脈動効果による給気比曲線の起伏が減衰するため、明確に判定できなくなるようである。このことは空洞室の入口面積が小さい場合 (図-6, A-2 の場合) にも認められる。とくに入口面積が (A-1) ともなると脈動効果に対する減衰作用は認められるものの空洞室容積

の影響はほとんどなく、あたかも穿孔型給気管系と同じようである。次に、脈動効果の減衰に注目し、図-5 の実験結果から給気比曲線

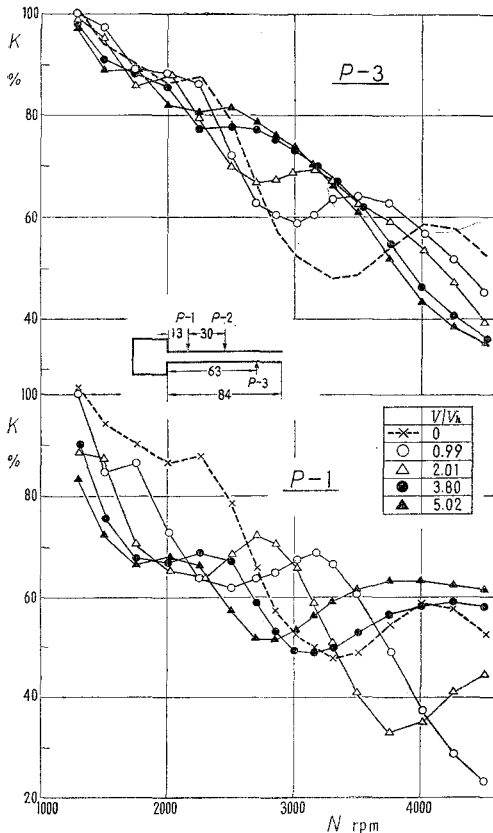


図-5 給気比と空洞室容積 ($L_d=84$ cm, A-0)

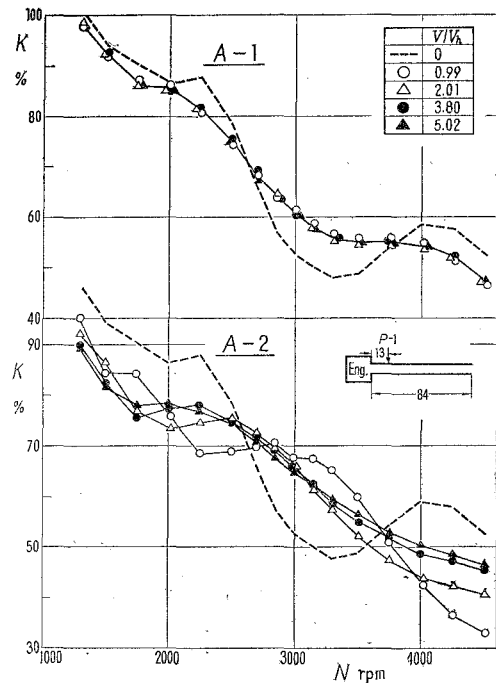


図-6 給気比と空洞室容積 ($L_d=84$ cm, A-1 および A-2)

の山および谷の値を求めると表-3となる。表によると、給気比曲線の起伏は空洞室容積の増加につれて直線的に減少しており、脈動効果の減衰器として有用なことがわかる。

表-3 脈動効果の減衰

空 洞 室	空 洞 室 容 積 (cc)	給気比曲線の山 (K_1)	給気比曲線の谷 (K_2)	給気比の起伏 ($K_1 - K_2$) %
V-1	122	68.5	23.3	45.2
V-2	247	72.2	36.1	36.1
V-3	467	68.7	48.6	20.1
V-4	617	67.7	51.8	15.9

(3) 空洞室入口面積の影響

給気管の全長を $L_t = 35$ cm とし、空洞室 (V-2) の入口面積 (穴径 d) を変えた実験結果を図-7に示す。図によると、最大給気比を与える機関回転数は空洞室の入口面積に関係なくほぼ一定であり、慣性効果の同調条件に対してはほとんど影響しないことがわかる。しかし、給気比の値は入口面積が大きくなるほど順次低下するが、ごく低速領域における給気比は逆に増加している。これは、空洞室が給気管内気柱の連動エネルギーの一部を吸収するため給気比は一般に低下するが、低速領域では吸収エネルギーも多く空洞室内の圧力上昇を伴ない、これが給気期間が長いために惹起される給気の逆流を防ぐ結果を招くためと思われる。これに対し、脈動効果に関する実験結果、図-8および図-9によると空洞室が機関側 (P-1) にある場合、給気比曲線の山または谷を与える機関回転数は入口面積が大きくなると、順次低速回転側に移行しており、管系の等価管長

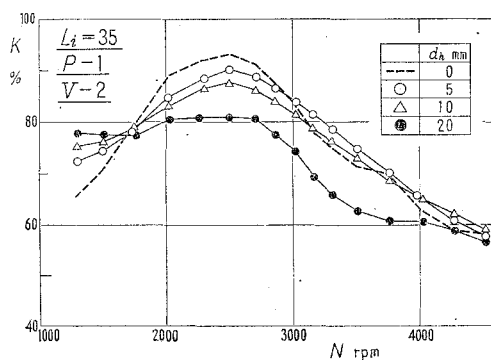


図-7 給気比と空洞室入口面積

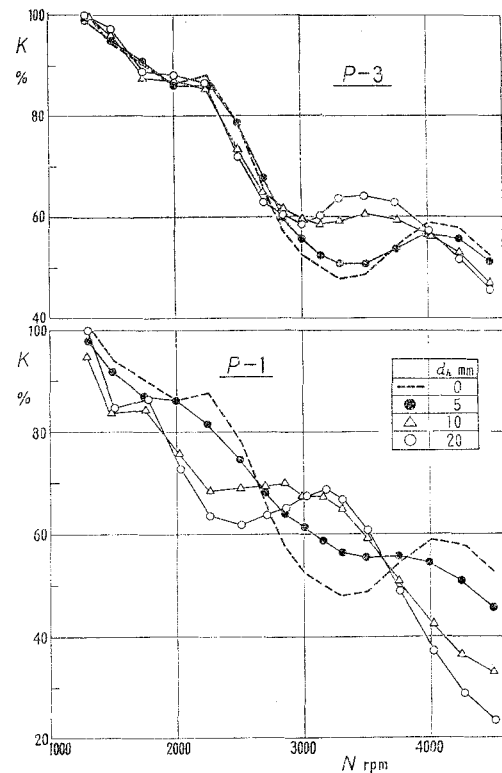


図-8 給気比と空洞室入口面積 (V-1)

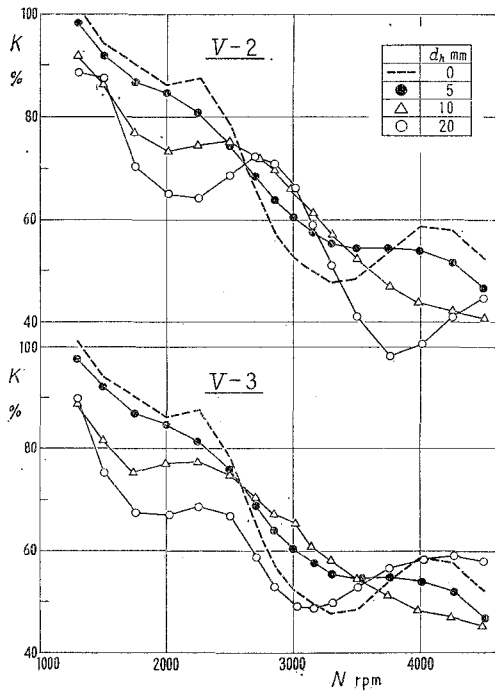


図-9 給気比と空洞入口面積 (P-1)

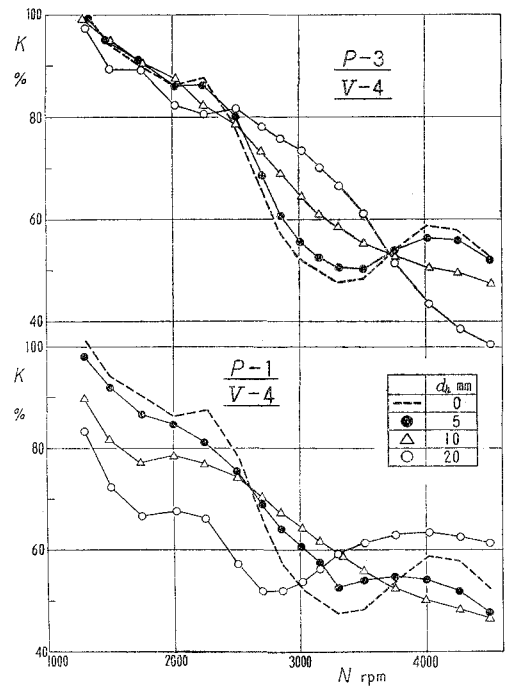


図-10 給気比と空洞室入口面積

(L_p^*) が増加することがわかる。しかし、空洞室の容積が大きく、入口面積が小さく、その取り付け場所が給気管系の開口に近いほど脈動効果が小さくなるので給気比曲線の起伏がはっきりしなくなるようである (図-10 参照)。

(4) 空洞室の取り付け位置の影響

給気管長を $L_s=35$ cm とし、空洞室 (V-2) の取り付け場所を変えた実験結果を図-11 に示す。図によると、最大給気比を与える機関回転数は空洞室の位置に関係なくほぼ一定で

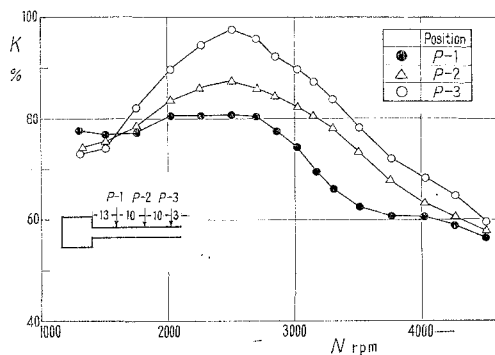


図-11 給気比と空洞室位置 (V-2, A-0)

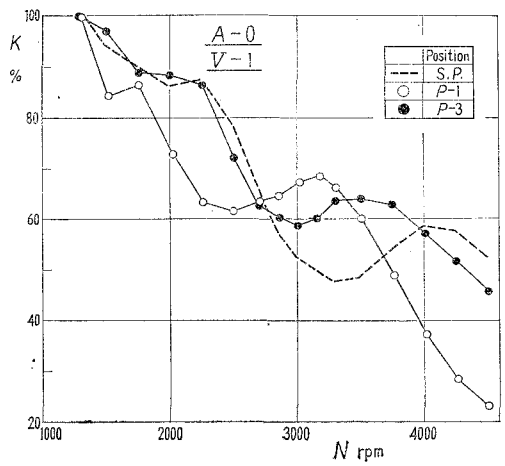
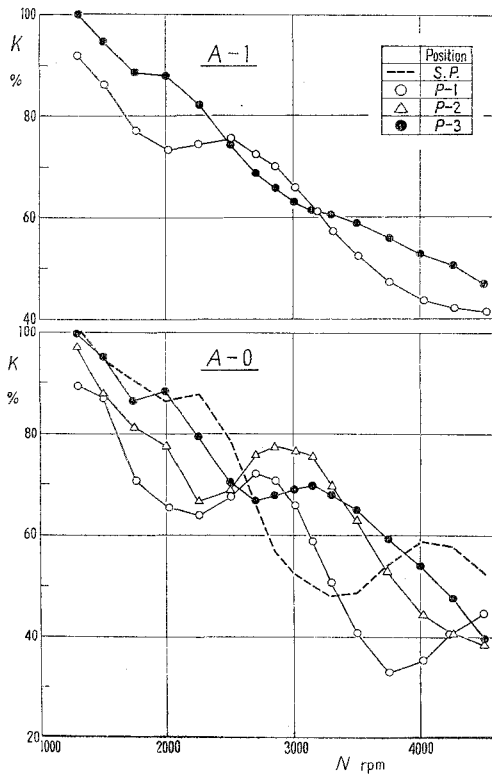
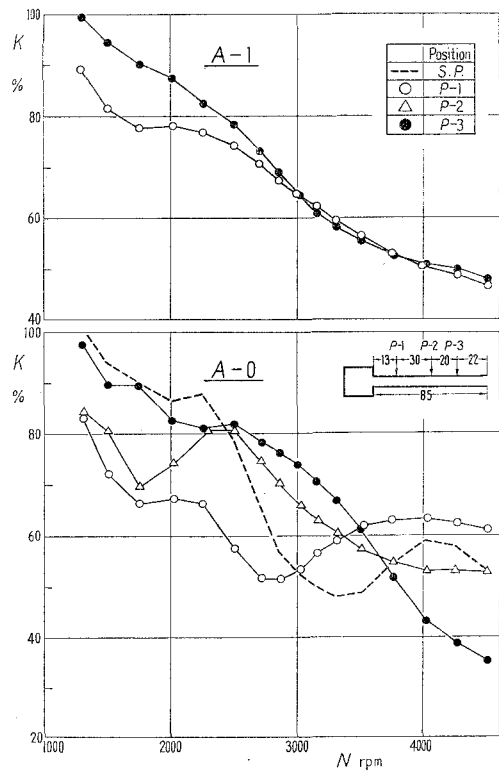


図-12 給気比と空洞室位置 (A-0, V-1)

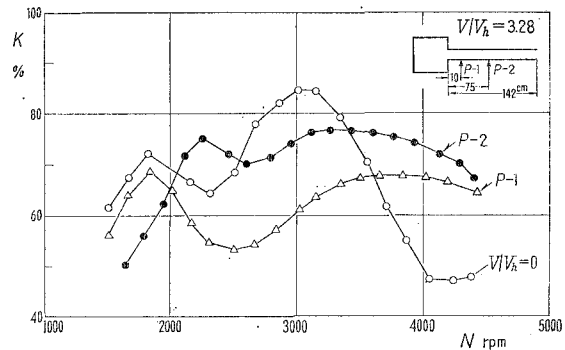


図—13 給気比と空洞室位置 (V-2)



図—14 給気比と空洞室位置 (V-4)

ある。しかし、最大給気比の値は空洞室が機関側に近い場合には著じるしく低下している。これは管内気柱の運動エネルギーの吸収が増加するためであろうが、空洞室型の消音器を採用する場合には留意すべき事実と云えよう。これに対し、脈動効果に基因する給気比曲線の起伏が生ずる機関回転数は図-12 (V-1) および 図-13 (V-2) に示すように、空洞室が機関側に近づくほど順次低速回転側に移行しており、空洞室の取り付け場所によって等価管長 (L_e^*) が増加することがわかる。しかし空洞室の入口面積が小さい場合 (A-1) や、とくに空洞室容積が大きい場合 (図-14 参照) には給気比曲線の起伏がはっきりしなくなるようである。なお空洞室の位置によって給気比曲線が変化するのは、排気管系の場合 (図-15 参照) にも認められるが、その傾向は幾分異なっていることが両図からよくわかる。



図—15 給気比と空洞室位置 (排気管系, E-50)

(5) 給気管効果の同調条件について

以上、空洞室付給気系の寸度を広範囲に変えた実験結果につき、最大給気比の生成や脈動効果に及ぼす諸因子の影響について考察した。

その結果、最大給気比の生成条件は空洞室の寸

度、入口面積、取り付け状態に影響されないことが明らかにされた。いま 図-16 の如き空洞室付給気管系に近似慣性理論を適用し、段付型給気管系の場合と同じ仮定を設けると所要の運動方程式³⁾は

$$\frac{d^2 K}{d\theta^2} + 2\mu \frac{dK}{d\theta} + \frac{K}{Z_i^2} = \frac{\varepsilon}{Z_i^2} (1 - P_{ki}/P_0) \quad (2)$$

ここに、 K : 理論給気比 ($=f_1 x_1/V_h$)、 ε : クランク室圧縮比 ($=V_{km}/V_h$)、 P_{ki} : 給気孔開時のクランク室内圧力、 P_0 : 大気圧、 θ : クランク角、 μ : 流動抵抗係数、 Z_i : 慣性特性数であり次式で示される。

$$\mu = \frac{V_h}{4f_1 \{l_1 + (f_1/f_2)l_2 + l_3\}} \cdot \frac{dK/d\theta}{\beta^2(\theta)} \cdot \sum \lambda \quad (3)$$

$$Z_i = \frac{\omega}{a_i} \cdot \sqrt{\frac{V_{km} \{l_1 + (f_1/f_2)l_2 + l_3\}}{f_1}} \quad (4)$$

ここに、 V_h : 行程体積、 f : 断面積、 l : 管長、 $\beta(\theta)$: 流速比、 λ : 流動抵抗係数、 ω : クランク角速度、 a_i : 圧力伝播速度、 V_{km} : 平均クランク室容積である。なお、(2) 式は直管型給気管系に対する近似理論式と同形である。したがって、最大給気比の生成条件は直管型給気管系の場合と同じであることがわかる。次に、図-17 の如き附加型空洞室の場合には慣性特性数 (Z_i) は

$$Z_i = \frac{\omega}{a_i} \cdot \sqrt{\frac{V_{km} \{l_1 + l_3 + \alpha l_3\}}{f_1}} \quad (5)$$

となる。ここに、 α : 流量比 ($=Q_2/Q_1$) である。したがって、(4) 式および (5) 式によると空洞室を取り付けると等価管長は増加するが全長 ($=l_1 + l_2 + l_3$) よりも短くなることがわかる。しかし、断面変化による流動抵抗が附加されるので両者の影響は相殺され、最大給気比を与える機関回転数があまり変わらない実験結果が得られたものと考えられる。

これに対して、脈動効果の同調条件 (これら管系の等価管長 L_i^*) は空洞室の容積、入口面積および取り付け位置の影響を受けることが明らかに示された。いま、空洞室付給気管系として 図-18 のような模型を想定し、これにインピーダンス理論を適用すると、等価管長 (L_i^*) は

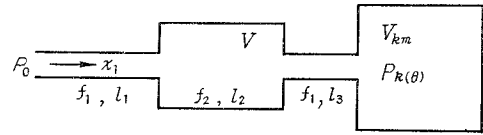


図-16 給気管系の模型 (直結型)

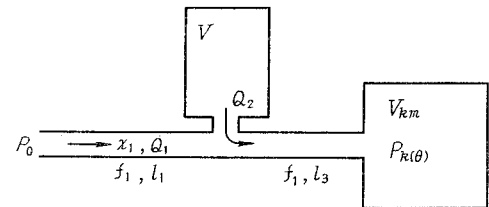


図-17 給気管系の模型 (附加型)

次のように誘導される。

記号: P : 音圧, ξ : 粒子の変位, V : 容積, l : 管長, f : 断面積, a : 圧力伝播速度, ρ : 密度, $I (\equiv p/f \cdot \xi)$: 音響インピーダンス, ω : 角振動数, $k = \omega/a$, $\beta = a^2 \xi k$ とおく。まず, 開口端側管系 (l_i, f_i) における

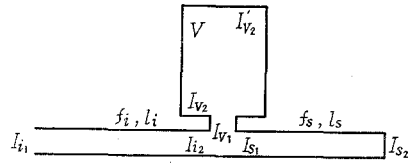


図-18 空洞室給気管系の模型

両端のインピーダンス I_{i1} , I_{i2} の間には抵抗を考慮しない管内の平面波動式の解から

$$I_{i2} = \frac{\beta}{f_i} \cdot \frac{I_{i1} + (\beta/f_i) \cdot \tan(kl_i)}{-I_{i1} \cdot \tan(kl_i) + (\beta/f_i)} \quad (6)$$

の関係が与えられる⁴⁾。しかるに, 開口端のインピーダンス (I_{i1}) は零と近似できるので I_{i2} は

$$I_{i2} = \left(\frac{\beta}{f_i} \right) \cdot \tan(kl_i) \quad (7)$$

となる。次に, 機関側管系 ($l_s, f_s = f_i$) の両端のインピーダンス I_{s1} , I_{s2} の間にも (6) 式と同様の関係が成り立つが, 閉端におけるインピーダンス (I_{s2}) は $I_{s2} = \infty$ と近似できるので I_{s1} は

$$I_{s1} = (\beta/f_i) \cot(kl_s) \quad (8)$$

となる。さらに, 空洞室の入口部では音圧と体積流の連続条件が成り立つから

$$1/I_{i2} = 1/I_{s1} + 1/I_{V1} \quad (9)$$

の関係がある。次に, 空洞室の入口絞りの前後のインピーダンス I_{V1} , I_{V2} の間には近似的に

$$I_{V1} = I_{V2} - \beta \cdot kl_V / f_V \quad (10)$$

の関係が与えられ, 空洞室入口のインピーダンス (I_{V2}) も, 空洞室の長さが短かいので $\tan(kl) \doteq kl$ と近似し, 空洞室閉端のインピーダンスを $I'_{V2} = \infty$ とおくと

$$I_{V2} = \rho \cdot a^2 / V = \beta / kV \quad (11)$$

となる。したがって, (7)~(11) 式から給気孔閉止後の管系 ($V_{km} = 0$) に対する等価管長 L_i^* ($\equiv \pi/2k$; 一端閉の直管に置換) の算出式として

$$\begin{aligned} \cot(\pi l_i / 2L_i^*) &= \tan(\pi l_s / 2L_i^*) \\ &+ 1 / \{ 2f_i L_i^* / \pi V \\ &- (\pi l_V / 2L_i^*) \{ f_i / f_V \} \} \end{aligned} \quad (12)$$

が求まる。なお, 空洞室入口部の長さが短かく ($l_V \doteq 0$), その断面積が $f_V = f_i$ 場の合には近似的に

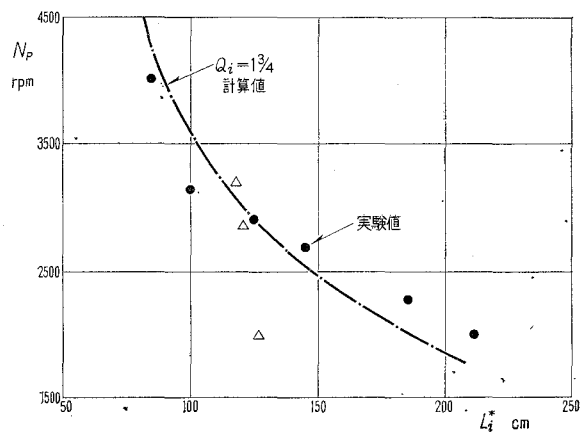


図-19 脈動効果の同調条件 (計算値と実験値の比較)

$$\cot(\pi l_i/2L_i^*) = \tan(\pi l_h/2L_i^*) + \pi V/(2f_i L_i^*) \quad (13)$$

となる。(12) 式および (13) 式は室洞室付給気管系の寸度 (V , f_i , l_i , l_h および f_h) を含んでおり, これら各因子の等価管長 (L_i^*) に及ぼす影響を知ることができる。いま空洞室の容積, 入口面積および取り付け位置を変えた実験結果の代表例について, 給気比曲線の起伏を与える機関回転数 (N_{p1} , N_{p2}) を求め, 算出せる等価管長 (L_i^*) を用いてプロットすると図-19 となる。なお, 同図には脈動効果の最適条件式から求めた最適条件をも併記しているが, 実験値とかなりよく一致している。したがって, 等価管長 (L_i^*) の算出式が十分妥当であり, これらから脈動効果に及ぼす空洞室付給気管系寸度の影響および各因子の相関関係をも知ることができることが確認されたと云えよう。

(6) 給気管効果の減衰について

空洞室容積, 入口面積および取り付け場所を変えた実験結果から最大給気比 (K_M) の値を求めると表-4 の通りである。前述したように最大給気比 (K_M) は空洞室容積および入口面積に比例して低下し, 取り付け場所が機関側に近づくほど低下することがわかる。

いま, これらの実験結果を無次元数 (Y)

$$Y = (V/f_i l_i) (d_h/d_i) (l_i/l_h) \quad (14)$$

を用いてプロットすると図-20 に示すように最大給気比はいずれも一曲線上に揃っており, しかも

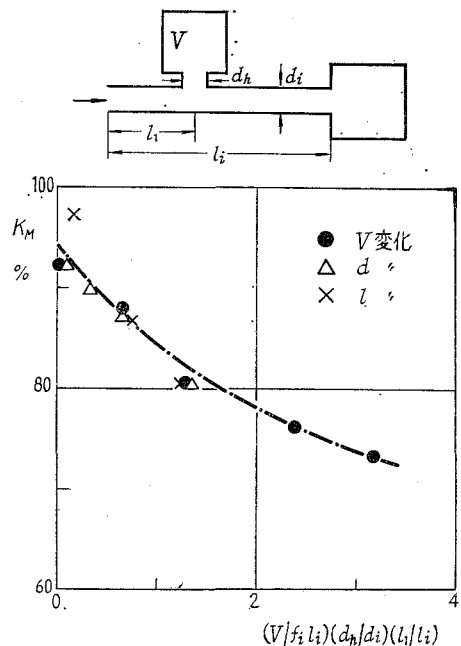


図-20 最大給気比 (慣性効果) の低下 ($L_i = 36$ cm)

表-4 最大給気比 (慣性効果) の低下

記 号	V/V_k	d_i/d_h	l_i/l_h	$V/f_i (d_i/d_h) \cdot l_i (l_i/l_h)$	K_M (%)
V-0	0			0	92.5
V-1	0.99	1.0	1.565	0.625	88
V-2	2.01	1.0	1.565	1.265	80.5
V-3	3.80	1.0	1.565	2.380	76.5
V-4	5.02	1.0	1.565	3.160	73.5
V-2	2.01	4.20	1.565	0.317	90
V-2	2.01	2.10	1.565	0.317	87.5
V-2	2.01	1.0	2.77	0.713	87
V-2	2.01	1.0	12.0	0.165	97.5

無次元数の増加に伴ってほぼ直線的に低下することがわかる。

したがって、実験的には無次元数 (Y) を用いて空洞室寸度 ($V, f_i, d_i/d_h, l_i$ および l_i/l_1) の最大給気比 (慣性効果) に及ぼす影響を推定できると共に、相関関係をも知ることができる。なお、空洞室の入口を絞らず、取り付け場所も一定の場合には無次元数 $V/(f_i \cdot l_i)$ によって規定されることは云うまでもない。

次に脈動効果に対する空洞室客積の影響についてはすでに表-3 に示した。なお、脈動波の減衰に関しては音響理論に立脚した解析が古くから行なわれている。たとえば、管路内を進行する圧力波が絞り弁に遭遇した場合の状態変化を熱力学的に取り扱った P. Hadlatsch の解析⁵⁾ や、圧縮機の吸込管に対する大谷の報告⁶⁾ などが見受けられる。また附加空洞室 (共振型空洞室) の減衰率) 入射圧力波 P_i と透過圧力波 P_t との比) も次の如く与えられている⁷⁾。

$$\frac{P_t}{P_i} \div \left\{ 1 + \frac{1}{4} \cdot \frac{(Vw/f_i a)^2}{(1 - V l_h w^2 / a^2 f_h^2)^2} \right\}^{1/2} \quad (15)$$

ここに、 w : 脈動の角周波数、 l_h, f_h : 主管 (f_i) と空洞室 (V) を結ぶ管の長さと同断面積である。したがって、入射圧力波 (P_i) と透過圧力波が開口端で反射し空洞室を再び透過した場合の圧力波 (P'_i) との比は開口端における反射率を k とすると

$$P_i/P'_i = k \cdot (P_i/P_t)^2$$

で与えられるが供試機関の実験範囲では $(P_i/P_t)^2$ の計算値は、約 1.02 程度である。これは先に示した実験結果 (表-3) よりかなり小さく、したがって音響理論による計算結果をそのまま適用するわけにはいかないことがわかる。

IV. 結 言

給気管系に空洞室を用いた場合の実験結果について述べた。これを要約すると次のとおりである。

(1) 空洞室の取り付け方を変えても給気比曲線の差違はほとんど認められない。

(2) 最大給気比を与える機関回転数 (慣性効果の同調条件) は空洞室の容積、入口面積および取り付け位置を変えてもほとんど移行しない。しかし最大給気比は無次元数 (Y)

$$Y = (V/f_i l_i) (d_h/d_i) (l_1/l_i) \quad (14)$$

の増加に伴って直線的に低下する。

(3) 空洞室は脈動効果の減衰器として極めて有用である。なお、脈動効果による給気曲線の起伏を生ずる機関回転数は空洞室の客積、入口面積および取り付け位置によって移行するがいずれもインピーダンス理論から求めた等価管長 (L_e^*) からよく説明できる。

(4) 直管型給気管系から求めた脈動次数 (Q_e) は空洞室付給気管系にも適用できる。

終りにのぞみ、日頃御指導を賜わっている東京大学宇宙航空研究所 浅沼強教授、北海道自動車短期大学 黒岩保教授、供試機関を貸与くださった鈴木自動車 K.K., 実験を担当された室蘭工業大学 福島和俊教官、中村昭寿教官、早川友吉技官および機械工学科教職員各位に深甚な謝意を表す。

(昭和 41 年 4 月 30 日受理)

文 献

- 1) 沢：室工大研報, **5**, 1 (昭 40-7), 271.
- 2) 天野：トヨタ技術, **12**, 2 (1960), 1.
- 3) 沢：室工大研報, **4**, 2 (昭 38-6), 85.
- 4) J. C. Irons: Philo-Mag. J. of Scie., **9**, 346 (1930).
- 5) P. Hadlatsch: V.D.I.Z. Jani 1953, Leil 1, Nr. 17/18.
- 6) 大谷：機械学会前刷集, No. 42 (1961-4), 91.
- 7) 大谷：配管技術, 11 (1963), 50.